

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-182437

(43)Date of publication of application : 06.07.1999

(51)Int. Cl.

F04B 43/04

H01F 7/16

(21)Application number : 09-349734

(71)Applicant : AKEBONO BRAKE IND CO LTD

(22)Date of filing : 18.12.1997

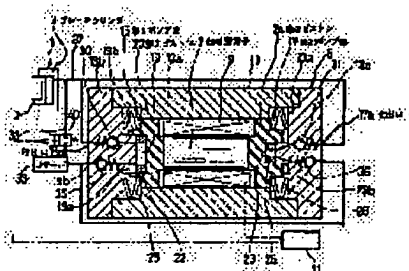
(72)Inventor : MURATA YUKIO

## (54) HYDRAULIC PUMP

## (57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To select an output characteristic to a low pressure large capacity type or a high pressure small capacity type according to load acting on a discharge opening, in this hydraulic pump used with a super-magnetostrictive element in the operating source.

SOLUTION: Each of pump elements 15 and 17 is installed at both ends of a super-magnetostrictive element 7 so as to make this super-magnetostrictive element 7 extending when a magnetic field is added come to the driving source of a piston, and these first and second pump elements 15 and 17 set up each pressure receiving area of respective pistons 20 and 24 so as to have such an output characteristic that one side is a low pressure large capacity type and the other is a high pressure small capacity type, selecting both these first and second pump elements 15 and 17 operating according to the load acting on both discharge openings 15a and 17a of these respective pump elements 15 and 17.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-182437

(43) 公開日 平成11年(1999) 7月6日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

識別記号

F I

F 0 4 B 43/04

F 0 4 B 43/04

A

H 0 1 F 7/16

H 0 1 F 7/16

R

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 6 頁)

(21) 出願番号 特願平9-349734

(22) 出願日 平成9年(1997)12月18日

(71) 出願人 000000516

曙ブレーキ工業株式会社

東京都中央区日本橋小網町19番5号

(72) 発明者 村田 幸雄

東京都中央区日本橋小網町19番5号 曙ブ

レーキ工業株式会社内

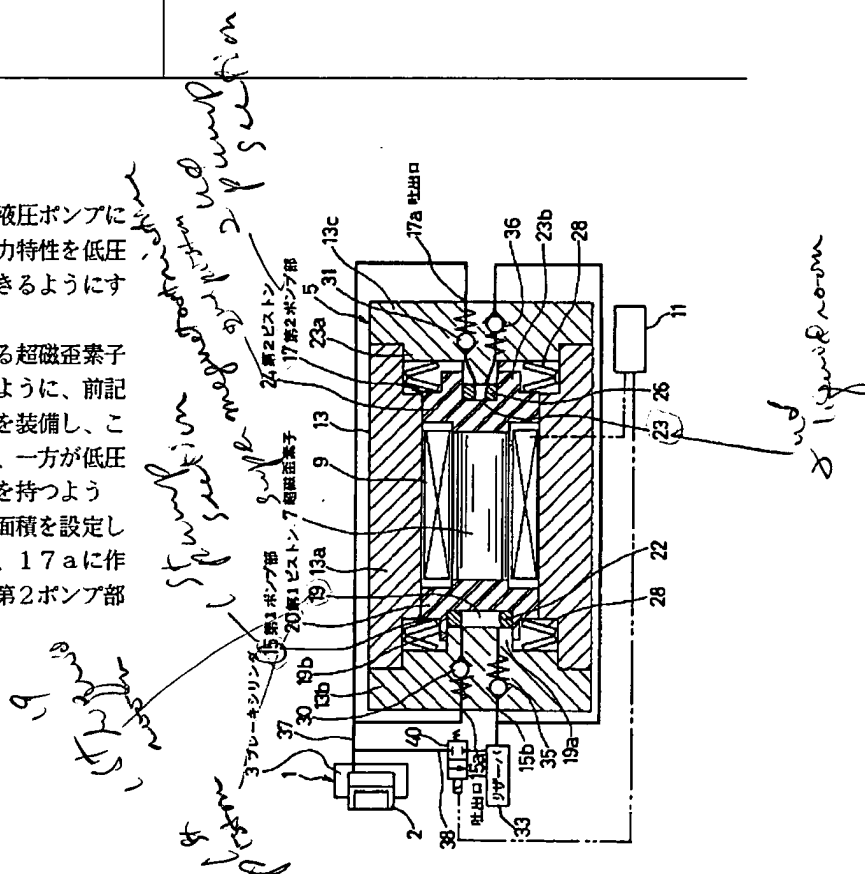
(74) 代理人 弁理士 萩野 平 (外3名)

(54) 【発明の名称】 液圧ポンプ

(57) 【要約】

【課題】 作動源に超磁歪素子を使用した液圧ポンプにおいて、吐出口に作用する負荷に応じて出力特性を低圧大流量形または高圧小流量形に切り換えできるようにする。

【解決手段】 磁界が加えられると伸長する超磁歪素子7が液を加圧するピストンの駆動源となるように、前記超磁歪素子7の両端にポンプ部15、17を装備し、これらの第1及び第2ポンプ部15、17は、一方が低圧大流量形で他方が高圧小流量形の出力特性を持つように、それぞれのピストン20、24の受圧面積を設定して、各ポンプ部15、17の吐出口15a、17aに作用する負荷に応じて作動する前記第1及び第2ポンプ部15、17を切り換える。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 磁界が加えられると伸長する超磁歪素子と、前記超磁歪素子に磁界を加えるコイルと、該コイルに磁界を発生させる電流印加手段と、前記超磁歪素子とその伸長方向に移動可能なように前記超磁歪素子と前記コイルとを覆って閉磁気回路を構成するヨークと、前記超磁歪素子の一端部に当接して第1液室内の液を加圧する第1ピストンを有した第1ポンプ部と、前記超磁歪素子の他端部に当接して第2液室内の液を加圧する第2ピストンを有した第2ポンプ部とを備え、前記第1液室に対する前記第1ピストンの受圧面積は、前記第2液室に対する前記第2ピストンの受圧面積より大きくしたことを特徴とする液圧ポンプ。

【請求項2】 前記第1ポンプ部における吐出用の第1チェック弁のチェック圧は、前記第2ポンプ部における吐出用の第2チェック弁のチェック圧より小さく設定されていることを特徴とする請求項1記載の液圧ポンプ。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、作動源に超磁歪素子を使用した液圧ポンプに関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】最近、液圧ポンプとして、作動源に超磁歪素子を使用したものが提案されている。従来、この種の液圧ポンプは、例えば特開平7-167327号公報に示してあるように、磁界が加えられると伸長する超磁歪素子と、前記超磁歪素子に磁界を加えるコイルと、前記コイルに磁界を発生させる電流印加手段と、前記超磁歪素子とその伸長方向に移動可能なように前記超磁歪素子と前記コイルとを収容保持すると共にこれらを覆う閉磁気回路を構成するヨークと、前記ヨークの一端側に装備された液室内の液を加圧するピストンが前記超磁歪素子の一端部に当接して設けられて前記ピストンの加圧力によって前記液室内の液を吐出するポンプ部とを備えて構成され、液の吐出に必要な前記ピストンの往復動作を前記超磁歪素子の伸縮動作により実現している。

## 【0003】

【発明が解決しようとする課題】ところで、例えば液圧ブレーキ装置で使用する液圧発生源では、図4の特性線Cに示すように、制動動作の作動初期には、パッドクリアランス（パッドとブレーキディスクとの間のクリアランス）分のパッド移動をより速やかに行い、応答性向上のために、低圧大流量の特性を有し、かつ、パッドがブレーキディスクに当接した後は、制動力の調整を容易にすると同時により大きな制動力を得られるようにするために、高圧小流量の特性を有することが理想である。

【0004】しかし、液圧作動源に超磁歪素子を使用した前述の液圧ポンプでは、出力特性が液室におけるピストンの受圧面積により一様に決定されてしまうため、液圧ブレーキ装置における液圧発生源として使用した場合

に、図4に示した理想の特性が得られない。例えば、作動源に超磁歪素子を使用した前述の液圧ポンプにおいてピストンの受圧面積を小さく設定すると、ピストンの単位面積当たりの加圧力が大きくなるため、吐出圧は高まるが、その反面、ピストンの一往復当たりの吐出量は小さくなって、図3の特性線Aに示すように、高圧小流量形の出力特性を示すようになり、理想の特性線Cと比較すると、パッドクリアランス分のパッド移動に時間がかかり、制動力を発生するまでの初期の応答性が低下するという問題が生じる。一方、作動源に超磁歪素子を使用した前述の液圧ポンプにおいてピストンの受圧面積を大きく設定すると、ピストンの単位面積当たりの加圧力が小さくなるため、吐出圧は小さくなるが、その反面、ピストンの一往復当たりの吐出量は大きくなって、図3の特性線Bに示すように、低圧大流量形の出力特性を示すようになり、理想の特性線Cと比較すると、パッドクリアランス分のパッド移動の時間が短縮され、初期の応答性の点では向上するが、最大液圧が低いため、大きな制動力を得ることができないという問題が生じる。

【0005】本発明は上記事情に鑑みてなされたもので、作動源に超磁歪素子を使用した液圧ポンプであって、出力特性を吐出口に作用する負荷に応じて低圧大流量形または高圧小流量形に切り換えることができ、液圧ブレーキ装置の液圧発生源として使用した場合に、制動初期の応答性の向上を図ると同時に大きな制動力の発生も可能な液圧ポンプを提供することを目的とする。

## 【0006】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するための本発明に係る液圧ポンプは、磁界が加えられると伸長する超磁歪素子と、前記超磁歪素子に磁界を加えるコイルと、該コイルに磁界を発生させる電流印加手段と、前記超磁歪素子とその伸長方向に移動可能なように前記超磁歪素子と前記コイルとを覆って閉磁気回路を構成するヨークと、前記超磁歪素子の一端部に当接して第1液室内の液を加圧する第1ピストンを有した第1ポンプ部と、前記超磁歪素子の他端部に当接して第2液室内の液を加圧する第2ピストンを有した第2ポンプ部とを備え、前記第1液室に対する前記第1ピストンの受圧面積は、前記第2液室に対する前記第2ピストンの受圧面積より大きくしたことを特徴とする。

【0007】なお、前記第1ポンプ部における吐出用の第1チェック弁のチェック圧は、前記第2ポンプ部における吐出用の第2チェック弁のチェック圧より小さく設定しておくといよい。

【0008】そして、上記構成によれば、超磁歪素子の両端に装備した第1及び第2ポンプ部は、それぞれ、前記超磁歪素子の端部に当接させた第1及び第2ピストンの変位によって液の吐出・補充を行うもので、一方は低圧大流量形、他方は高圧小流量形で互いに出力特性が異なっていて、作動するポンプを吐出口に装備される吐出

用のチェック弁により切り換えることで、吐出口に作用する負荷に応じて、出力特性を低圧大流量形または高圧小流量形に切り換えることができる。従って、液圧ブレーキ装置の液圧発生源として使用した場合に、パッドクリアランスが生じている制動開始時には低圧大流量形のポンプ部によりブレーキシリンダへ液を圧送させ、また、低圧大流量形のポンプ部からの液の圧送によりブレーキシリンダの液圧が規定圧以上に上昇するときには、作動するポンプ部を高圧低流量形のものに切り替えて、より大きな制動力を発生させるために必要な高圧液を圧送可能にすることができる。

【0009】

【発明の実施の形態】以下、本発明に係る液圧ポンプの好適な実施の形態を添付図面に基づいて詳細に説明する。図1は、本発明に係る液圧ポンプを液圧発生源とした車両用の液圧ディスクブレーキ装置の要部を示したものである。この液圧ディスクブレーキ装置1は、パッドをブレーキディスクに押圧するピストン2が装備されたブレーキシリンダ3への液圧供給に、本発明の一実施形態である液圧ポンプ5を使用したものである。

【0010】この液圧ポンプ5は、磁界が加えられると伸長する超磁歪素子7と、前記超磁歪素子7の周囲に配置されて電流印加により前記超磁歪素子7に磁界を加えるコイル9と、前記コイル9に周期的に磁界を発生させる電流印加手段11と、前記超磁歪素子7がその伸長方向に移動可能なように前記超磁歪素子7と前記コイル9とを収容保持したヨーク13と、前記超磁歪素子7の一端側に装備された第1ポンプ部15と、前記超磁歪素子7の他端側に装備された第2ポンプ部17とを備えている。

【0011】前記電流印加手段11は、この実施形態の場合、ブレーキペダルの踏下を検出する図示せぬペダル踏下検出センサーからの信号により運転者の制動要求を検知し、ブレーキペダルの踏下状態に応じた制動がなされるように、前記コイル9への電流印加を制御するコントロール・ユニットである。前記ヨーク13は、前記超磁歪素子7及びコイル9を収容する略円筒状の本体13aと、該本体13aの両端を塞ぐ端壁材13b、13cとで、前記超磁歪素子7及びコイル9の周囲を覆う閉磁気回路を構成している。

【0012】前記第1ポンプ部15は、前記ヨーク13の一方の端壁材13bの中心部に突出形成された柱状部19aと、前記超磁歪素子7の一端部に当接して装備された第1ピストン20に突設されて前記柱状部19aに外嵌する筒部19bとによって第1液室19を形成したもので、第1液室19内の液を前記第1ピストン20によって加圧することで、前記端壁材13bに貫通形成された吐出口15aから液の吐出を行う。

【0013】前記第1液室19の内周にはリング状のシール材22が装備され、該シール材22によって前記端

壁材13bと前記第1ピストン20との間の液密が保持されるようになっている。

【0014】前記第2ポンプ部17は、前記ヨーク13の他方の端壁材13cの中心部に突出形成された柱状部23aと、前記超磁歪素子7の一端部に当接して装備された第2ピストン24に突設されて前記柱状部23aに外嵌する筒部23bとによって第2液室23を形成したもので、第2液室23内の液を前記第2ピストン24によって加圧することで、前記端壁材13cに貫通形成された吐出口17aから液の吐出を行う。

【0015】前記第2液室23の内周にはリング状のシール材26が装備され、該シール材26によって前記端壁材13cと前記第2ピストン24との間の液密が保持されるようになっている。

【0016】前記端壁材13bと前記第1ピストン20との間、及び前記端壁材13cと前記第2ピストン24との間には、これらのピストンを介して超磁歪素子7に予負荷をかけるプリストレスばね28が装備されている。このプリストレスばね28は、二枚の皿バネを逆向きに重ねたもので、超磁歪素子7に一定の圧縮荷重を作用させることで、磁界が加えられた時の超磁歪素子7の歪量を増大させる役割を果たす。また、この実施形態の場合は、磁界が解除されて超磁歪素子7が縮長する時に、各ピストン20、24が超磁歪素子7の端部から離れないように、各ピストン20、24を押し戻す戻しばねとしても機能する。

【0017】また、前記第1ポンプ部15は、出力特性が低圧大流量形となるように、第1ピストン20の受圧面積が大きく設定されている。また、前記第2ポンプ部17は、前記第1ポンプ部15と比較して、出力特性が高圧小流量形となるように、第2ピストン24の受圧面積が前記第1ピストン20よりも小さく設定されている。

【0018】さらに、前記第1及び第2液室19、23の各吐出口15a、17aには、これらの吐出口15a、17aに作用する負荷（即ち、前記ブレーキシリンダ3における液圧）が規定圧以下の時には低圧大流量形の第1ポンプ部15のみが吐出動作し、これらの吐出口15a、17aに作用する負荷が規定圧を超えた時には高圧小流量形の第2ポンプ部17のみが吐出動作をするように、各液室19、23からの吐出動作を制御する第1、第2チェック弁30、31が設けられている。

【0019】具体的には、第1ポンプ部15における吐出用の第1チェック弁30は、パッドクリアランスが生じている状態からパッドがブレーキディスクに当接して実際に制動力が発生する状態となってブレーキシリンダ3内の液圧が規定圧に達するまで、第1ポンプ部15からの吐出動作が継続するように、チェック圧が低く設定されている。そして、第2ポンプ部17における吐出用の第2チェック弁31は、ブレーキシリンダ3内の液圧

が規定圧を超えると、ブレーキシリンダ3への液の圧送を開始するように、チェック圧が第1チェック弁30のチェック圧より高く設定されている。

【0020】また、ヨーク13の両端の端壁材13b、13cには、各液室19、23に液を補充するための吸込口15b、17bが貫通形成されている。そして、これらの吸込口15b、17bには、それぞれのピストン20、24の戻り動作時の吸引力でリザーバ33から各液室19、23に液を補充する一方弁35、36が設けられている。

【0021】また、第1及び第2ポンプ部15、17の吐出口15a、17aをブレーキシリンダ3に連通させる液路37には、ブレーキベダルの踏下が解除された時に、ブレーキシリンダ3内の圧力を前記リザーバ33に戻す戻し液路38が分岐接続されている。この戻し液路38には、ブレーキベダルの踏下時には前記戻し液路38を閉じた状態にする電磁弁40が装備されている。該電磁弁40は、ブレーキベダルの踏下を解除したときに、それを検知した電流印加手段（コントロール・ユニット）11が出力する信号により開くようになっている。

【0022】次に、作動について説明する。電流印加手段11によりコイル9に電流を断続的に繰り返して加える。コイル9に電流が加わると超磁歪素子7が伸長し、電流が遮断されると超磁歪素子7は元の長さに戻る。超磁歪素子7が伸長すると、第1、第2液室19、23内は加圧される。第1、第2液室19、23内の液圧をそれぞれ $P_1$ 、 $P_2$ 、ブレーキシリンダ3内の液圧を $P_b$ 、超磁歪素子7の伸長により第1、第2ピストン19、24に作用する推力を $F$ 、第1チェック弁30のチェック圧をゼロ、第2チェック弁31のチェック圧を $P_c$ 、第1、第2ピストン19、24の受圧面積をそれぞれ $A_1$ 、 $A_2$ とする。

【0023】超磁歪素子7の伸長により、第1、第2液室19、23内の液圧 $P_1$ 、 $P_2$ は次の式で表される。

$$P_1 = F / A_1 \quad \dots\dots (1)$$

$$P_2 = F / A_2 \quad \dots\dots (2)$$

【0024】第2液室23内の圧液がブレーキシリンダ3へ吐出する（第2チェック弁31が開く）ための条件は次式で表される。

$$P_2 > P_b + P_c \quad \dots\dots (3)$$

【0025】また、作動中におけるバランス式は次式で表される。

$$P_1 \times A_1 = P_2 \times A_2 \quad \dots\dots (4)$$

液圧ポンプ5の作動開始時においては、ブレーキシリンダ3内の液圧はゼロ（ $P_b = 0$ ）であるため、上記の(3)式が満足せず、従って、第2液室23内の圧液は吐出できず、第1液室19の吐出圧液でブレーキシリンダ3内の液圧 $P_b$ が上昇する。コイル9に加えられる断続的な電流で超磁歪素子7の伸縮が繰り返されるが、第1

液室19の液圧増加に伴って、超磁歪素子7の歪み量は徐々に小さくなるため、吐出流量が徐々に小さくなる

（図2）。さらに第1液室19の液圧増加に伴って、第2液室23内の液圧 $P_2$ の増加は(4)式より、次式で表される。

$$P_2 = P_1 \times (A_1 / A_2) \quad \dots\dots (5)$$

(3)式に(5)式を代入すると

$$P_1 \times (A_1 / A_2) > P_b + P_c \quad \dots\dots (6)$$

となる。

10 【0026】ここで、第1チェック弁30のチェック圧はゼロであるため、ブレーキシリンダ3の液圧は第1液室19の液圧と等しい（ $P_b = P_1$ ）ため、(6)式は $P_b \times (A_1 / A_2) > P_b + P_c \quad \dots\dots (7)$ となる。

従って、(7)式を整理した次式を満足すると第2チェック弁31が開いて、第2液室23内の圧液が吐出する。 $P_b > A_2 \times P_c / (A_1 - A_2) \quad \dots\dots (8)$

20 【0027】上記(1)、(2)式で分かるように、第2液室23内の液圧上昇率（ $F / A_2$ ）は、第1液室19内の液圧上昇率（ $F / A_1$ ）より大であるため、第2液室23内の圧液が吐出した以後は、第1液室19内の圧液は吐出できず、第1チェック弁30は閉じた状態を保つ。よって、液圧ポンプ5の作動初期においては、第1ポンプ部15の作動により低圧大流量の圧液がブレーキシリンダ3に送られて速やかにパッドクリアランスを埋めることでブレーキ応答性が向上し、以後、第2ポンプ部17の作動により高圧低流量の圧液がブレーキシリンダ3に送られて大きな制動力の発生が得られる。

30 【0028】即ち、液圧ポンプ5は、図2の実線で示した特性線Dに示すように、ブレーキシリンダ3内の液圧 $P_b$ が所定圧 $P_0$ （ $= A_2 \times P_c / (A_1 - A_2)$ ）、(8)式より）以下の範囲では、低圧大流量型の第1ポンプ部15が作動し、液圧 $P_b$ が所定圧 $P_0$ を超える範囲では、高圧小流量型の第2ポンプ部17が作動することにより、液圧ブレーキ装置には理想的の特性が得られ、優れた制動特性を発揮させることができる。

40 【0029】なお、本発明の液圧ポンプは、ブレーキ装置の液圧発生源に限らず、種々の液圧機器、システムに利用可能である。そして、前述の実施形態では、本発明の液圧ポンプをブレーキ装置の液圧発生源として使用するため、戻し液路38や、この戻し液路38を開閉するための電磁弁40を装備したが、例えば、冷却用の液を循環させる装置に利用する場合などでは、前述の戻し液路38や電磁弁40は不要になる。

【0030】また、前述の各チェック弁30、31の機構や、チェック圧は、本発明の趣旨を逸脱しない範囲で適宜に設計変更可能であることは言うまでもない。

【0031】

50 【発明の効果】本発明の液圧ポンプは超磁歪素子の両端に第1及び第2の2つのポンプ部を備えており、それぞ

れのポンプ部は前記超磁歪素子の端部に当接させた第1及び第2ピストンの変位によって液の吐出・補充を行うもので、一方は低圧大流量形、他方は高圧小流量形で互いに出力特性が異なっていて、作動するポンプを吐出口に装備される吐出用のチェック弁により切り換えることで、吐出口に作用する負荷に応じて、出力特性を低圧大流量または高圧小流量に切り換えることができる。従って、液圧ブレーキ装置の液圧発生源として使用した場合に、パッドクリアランスが生じている制動開始時には低圧大流量形のポンプ部を作動させて、ブレーキ装置のブレーキシリンダに圧送する液流量を大にすることで、パッドクリアランス分のパッド移動の時間を短縮して、制動初期の応答性を向上させることができる。しかも、低圧大流量形のポンプ部からの液の圧送によりブレーキシリンダの液圧が上昇して、各ポンプ部の吐出口に作用する負荷が規定圧を超える時には、作動するポンプ部が高圧低流量形のものに切り替えて、より大きな制動力を発生させるために必要な高圧液の圧送が可能になるため、大きな制動力の発生も可能になる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る液圧ポンプを組み込んだ液圧ブレーキ装置の概略構成図である。

【図2】図1の液圧ブレーキ装置のシリンダ液圧と液圧ポンプの吐出量との相関を示した特性線図である。

【図3】液圧ブレーキ装置のシリンダ液圧と液圧ポンプの吐出量との相関を、液圧ポンプの出力特性別に示した特性線図である。

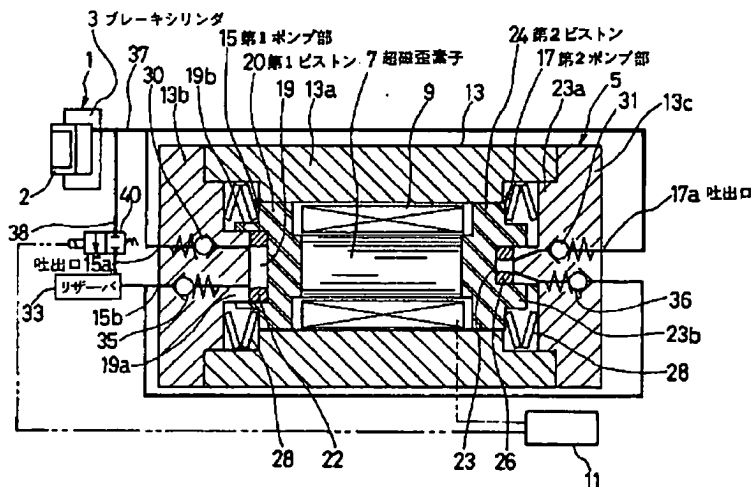
【図4】液圧ブレーキ装置のシリンダ液圧と作動時間との相関を、液圧ポンプの出力特性別に示した特性線図で

ある。

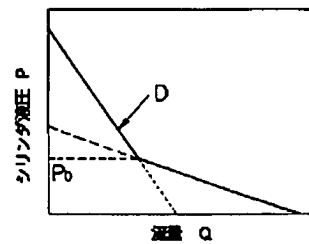
【符号の説明】

- 1 液圧ディスクブレーキ装置
- 2 ピストン
- 3 ブレーキシリンダ
- 5 液圧ポンプ
- 7 超磁歪素子
- 9 コイル
- 11 電流印加手段
- 13 ヨーク
- 15 第1ポンプ部
- 15a 吐出口
- 17 第2ポンプ部
- 17a 吐出口
- 19 第1液室
- 20 第1ピストン
- 22 シール材
- 23 第2液室
- 24 第2ピストン
- 26 シール材
- 28 プリストレスばね
- 30 第1チェック弁
- 31 第2チェック弁
- 33 リザーバ
- 35、36 一方方向弁
- 37 液路
- 38 戻し液路
- 40 電磁弁

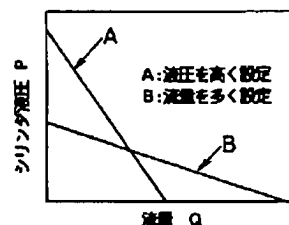
【図1】



【図2】



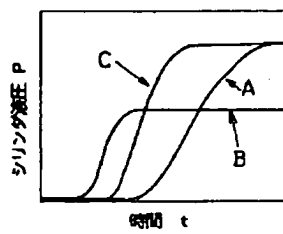
【図3】



(6)

特開平11-182437

【図4】



**\* NOTICES \***

**Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.**

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

**DETAILED DESCRIPTION**

---

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to the fluid pressure pump which used the supermagnetostrictor for the source of actuation.

[0002]

[Description of the Prior Art] Recently, what used the supermagnetostrictor for the source of actuation is proposed as a fluid pressure pump. As this kind of fluid pressure pump is conventionally shown in JP,7-167327,A The supermagnetostrictor which will be elongated if a field is added, and the coil which adds a field to said supermagnetostrictor, A current impression means to make said coil generate a field, and York which constitutes a wrap close magnetic circuit for these while said supermagnetostrictor carries out hold maintenance of said supermagnetostrictor and said coil so that it may be movable in the expanding direction, Have the pump section which the piston which pressurizes the liquid of the liquid interior of a room with which the end side of said York was equipped is prepared in contact with the end section of said supermagnetostrictor, and carries out the regurgitation of the liquid of said liquid interior of a room with the welding pressure of said piston, and it is constituted. Flexible actuation of said supermagnetostrictor has realized both-way actuation of said piston required for the regurgitation of liquid.

[0003]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] In the fluid pressure generation source used for example, with a fluid pressure brake gear in a place As shown in the characteristic ray C of drawing 4 , in early stages of actuation of braking actuation Pad migration for pad path clearance (path clearance between a pad and a brake disc) is performed more promptly. A sake [ on a response disposition ] In order to enable it to acquire bigger damping force after it has the property of a low voltage large flow rate and a pad contacts a brake disc at the same time it makes adjustment of damping force easy, it is an ideal to have the property of a high-pressure smallness flow rate.

[0004] However, with the above-mentioned fluid pressure pump which used the supermagnetostrictor for the source of fluid pressure actuation, since output characteristics will be uniformly determined by the projected net area of the piston in a liquid room, when it is used as a fluid pressure generation source in a fluid pressure brake gear, the property of an ideal shown in drawing 4 is not acquired. For example, although a discharge pressure will increase since the welding pressure per unit area of a piston becomes large if the projected net area of a piston is small set up in the above-mentioned fluid pressure pump which used the supermagnetostrictor for the source of actuation On the other hand, as the discharge quantity per round trip of a piston becomes small and it is shown in the characteristic ray A of drawing 3 The output characteristics of a high-pressure smallness flow rate form come to be shown, the pad migration for pad path clearance takes time amount as compared with the characteristic ray C of an ideal, and the problem that the responsibility of the first stage until it generates damping force falls arises. Although a discharge pressure will become small on the other hand since the welding pressure per unit area of a piston becomes small if the projected net area of a piston is greatly set up in the above-mentioned fluid pressure pump which used the supermagnetostrictor for the source of actuation On the other hand, although the output characteristics of a low voltage large flow rate form come to be shown, the time amount of the pad migration for pad path clearance is shortened as compared with the characteristic ray C of an ideal and the discharge quantity per round trip of a piston improves in respect of early responsibility as it becomes large and is shown in the characteristic ray B of drawing 3 Since the maximum fluid pressure is low, the problem that big damping force cannot be acquired arises.

[0005] When this invention was made in view of the above-mentioned situation, is the fluid pressure pump which used the supermagnetostrictor for the source of actuation, can switch output characteristics to a low voltage large flow rate form or a high-pressure smallness flow rate form according to the load which acts on a delivery and it is used as a fluid pressure generation source of a fluid pressure brake gear, generating of big damping force is also aimed at offering a possible fluid pressure pump at the same time it aims at improvement in the responsibility in early stages of braking.

[0006]

[Means for Solving the Problem] The fluid pressure pump concerning this invention for attaining the above-mentioned purpose The supermagnetostrictor which will be elongated if a field is added, and the coil which adds a field to said supermagnetostrictor, A current impression means to make this coil generate a field, and York where said supermagnetostrictor covers said supermagnetostrictor and said coil, and constitutes a closed magnetic circuit so that it may be movable in the expanding direction, The 1st pump section with the 1st piston which pressurizes the liquid of the 1st liquid interior of a room in contact with the end



section of said supermagnetostriector, It has the 2nd pump section with the 2nd piston which pressurizes the liquid of the 2nd liquid interior of a room in contact with the other end of said supermagnetostriector, and the projected net area of said 1st piston to said 1st liquid room is characterized by making it larger than the projected net area of said 2nd piston to said 2nd liquid room. [0007] In addition, check \*\* of the 1st check valve for regurgitation in said 1st pump section is good to set up smaller than check \*\* of the 2nd check valve for regurgitation in said 2nd pump section.

[0008] According to the above-mentioned configuration, and the 1st and 2nd pump section with which the both ends of a supermagnetostriector were equipped It is what performs the regurgitation and a supplement of liquid with the variation rate of the 1st and 2nd pistons made to contact the edge of said supermagnetostriector, respectively. One side is switching mutually a low voltage large flow rate form and another side in a high-pressure smallness flow rate form by the check valve for regurgitation by which output characteristics' are equipped with the pump which differs and operates in a delivery. According to the load which acts on a delivery, output characteristics can be switched to a low voltage large flow rate form or a high-pressure smallness flow rate form. Therefore, when it is used as a fluid pressure generation source of a fluid pressure brake gear, liquid is made to feed to a brake cylinder by the pump section of a low voltage large flow rate form at the time of the braking initiation which pad path clearance has produced. Moreover, when the fluid pressure of a brake cylinder goes up more than specified pressure by feeding of the liquid from the pump section of a low voltage large flow rate form, the pump section which operates can be changed to the thing of a high-pressure low flow rate form, and feeding of high-pressure liquid required in order to generate bigger damping force can be enabled.

[0009]

[Embodiment of the Invention] Hereafter, the gestalt of suitable operation of the fluid pressure pump concerning this invention is explained to a detail based on an accompanying drawing. Drawing 1 shows the important section of the fluid pressure disc brake gear for cars which made the fluid pressure pump concerning this invention the fluid pressure generation source. This fluid pressure disc brake gear 1 uses the fluid pressure pump 5 which is 1 operation gestalt of this invention for the fluid pressure supply to the brake cylinder 3 equipped with the piston 2 which presses a pad to a brake disc.

[0010] The supermagnetostriector 7 which will elongate this fluid pressure pump 5 if a field is added, The coil 9 which is arranged around said supermagnetostriector 7 and adds a field to said supermagnetostriector 7 by current impression, A current impression means 11 to make said coil 9 generate a field periodically, and York 13 where said supermagnetostriector 7 carried out hold maintenance of said supermagnetostriector 7 and said coil 9 so that it might be movable in the expanding direction, It has the 1st pump section 15 with which the end side of said supermagnetostriector 7 was equipped, and the 2nd pump section 17 with which the other end side of said supermagnetostriector 7 was equipped.

[0011] Said current impression means 11 is a control unit which controls the current impression to said coil 9 so that a braking demand of an operator may be detected with the signal from the detection-under pedal \*\* sensor which detects the bottom of \*\* of a brake pedal and which is not illustrated in the case of this operation gestalt and braking according to the bottom condition of \*\* of a brake pedal may be made. Said York 13 is with the edge wallplates 13b and 13c which take up the both ends of approximately cylindrical body 13a which holds said supermagnetostriector 7 and coil 9, and this body 13a, and constitutes the wrap close magnetic circuit for the perimeter of said supermagnetostriector 7 and a coil 9.

[0012] Pillar-shaped section 19a which said 1st pump section 15 projected to the core of one edge wallplate 13b of said York 13, and was formed, It is what formed the 1st liquid room 19 by cylinder part 19b which protrudes on the 1st piston 20 equipped in contact with the end section of said supermagnetostriector 7, and is attached outside said pillar-shaped section 19a. By pressurizing the liquid in the 1st liquid room 19 with said 1st piston 20, the regurgitation of liquid is performed to said edge wallplate 13b from delivery 15a by which penetration formation was carried out.

[0013] The inner circumference of said 1st liquid room 19 was equipped with the ring-like sealant 22, and fluid-tight \*\*\*\*\* of between said edge wallplate 13b and said 1st piston 20 ] was carried out by this sealant 22, and it has come by it.

[0014] Pillar-shaped section 23a which said 2nd pump section 17 projected to the core of other-end wallplate 13c of said York 13, and was formed, It is what formed the 2nd liquid room 23 by cylinder part 23b which protrudes on the 2nd piston 24 equipped in contact with the end section of said supermagnetostriector 7, and is attached outside said pillar-shaped section 23a. By pressurizing the liquid in the 2nd liquid room 23 with said 2nd piston 24, the regurgitation of liquid is performed to said edge wallplate 13c from delivery 17a by which penetration formation was carried out.

[0015] The inner circumference of said 2nd liquid room 23 was equipped with the ring-like sealant 26, and fluid-tight \*\*\*\*\* of [ between said edge wallplate 13c and said 2nd piston 24 ] was carried out by this sealant 26, and it has come by it.

[0016] Between said edge wallplate 13b and said 1st piston 20 and between said edge wallplate 13c and said 2nd piston 24, the PURISUTORESUS spring 28 which covers a load over a supermagnetostriector 7 beforehand through these pistons is equipped. This PURISUTORESUS spring 28 is what put two pan springs on the reverse sense, is making a fixed compressive load act on a supermagnetostriector 7, and plays the role which increases the deformation amount of the supermagnetostriector 7 when a field is added. Moreover, in the case of this operation gestalt, when a field is canceled and a supermagnetostriector 7 carries out \*\* length, it functions also as a return spring which puts back each pistons 20 and 24 so that each pistons 20 and 24 may not separate from the edge of a supermagnetostriector 7.

[0017] Moreover, as for said 1st pump section 15, the projected net area of the 1st piston 20 is greatly set up so that output characteristics may serve as a low voltage large flow rate form. Moreover, the projected net area of the 2nd piston 24 is set up smaller than said 1st piston 20 so that, as for said 2nd pump section 17, output characteristics may serve as a high-pressure smallness flow rate form as compared with said 1st pump section 15.

[0018] furthermore, in each deliveries 15a and 17a of said 1st and 2nd liquid rooms 19 and 23 When the load (namely, fluid

pressure in said brake cylinder 3) which acts on these deliveries 15a and 17a is below specified pressure, only the 1st pump section 15 of a low voltage large flow rate form carries out discharging. When the load which acts on these deliveries 15a and 17a exceeds specified pressure, the 1st and 2nd check valve 30 and 31 which controls discharging from each liquid rooms 19 and 23 is formed so that only the 2nd pump section 17 of a high-pressure smallness flow rate form may carry out discharging.

[0019] Specifically, check \*\* is low set up so that discharging from the 1st pump section 15 may continue, until the condition that pad path clearance has produced the 1st check valve 30 for regurgitation in the 1st pump section 15 to a pad will be in the condition that damping force actually occurs in contact with a brake disc and the fluid pressure in a brake cylinder 3 reaches specified pressure. And check \*\* is set up more highly than check \*\* of the 1st check valve 30 so that the 2nd check valve 31 for regurgitation in the 2nd pump section 17 may start feeding of the liquid to a brake cylinder 3, if the fluid pressure in a brake cylinder 3 exceeds specified pressure.

[0020] Moreover, penetration formation of the inlet port 15b and 17b for supplementing the edge wallplates 13b and 13c of the both ends in York 13 with liquid at each liquid rooms 19 and 23 is carried out. And the one-way valves 35 and 36 which fill up liquid are formed in each liquid rooms 19 and 23 from the reservoir 33 at these inlet port 15b and 17b with the suction force at the time of return actuation of each piston 20 and 24.

[0021] Moreover, when the bottom of \*\* of a brake pedal is canceled, multipoint connection of the return liquid route 38 which returns the pressure in a brake cylinder 3 to said reservoir 33 is carried out to the liquid route 37 which makes a brake cylinder 3 open the deliveries 15a and 17a of the 1st and 2nd pump sections 15 and 17 for free passage. This return liquid route 38 is equipped with the solenoid valve 40 changed into the condition of having closed said return liquid route 38 at the time under [ of a brake pedal ] \*\*. When the bottom of \*\* of a brake pedal is canceled, the signal which the current impression means (control unit) 11 which detected it outputs opens this solenoid valve 40.

[0022] Next, actuation is explained. A current is intermittently repeated in a coil 9 with the current impression means 11, and it adds. If a current joins a coil 9, a supermagnetostrictor 7 will develop, and if a current is intercepted, a supermagnetostrictor 7 will return to the original die length. Expanding of a supermagnetostrictor 7 pressurizes the inside of the 1st and 2nd liquid room 19 and 23. The projected net area of Pc and the 1st and 2nd piston 19 and 24 is set [ the 1st and 2nd liquid room 19 and the thrust which acts the fluid pressure in P1, P2, and a brake cylinder 3 on the 1st and 2nd piston 19 and 24 by expanding of Pb and a supermagnetostrictor 7 in the fluid pressure in 23, respectively / F and check \*\* of the 1st check valve 30 ] to A1 and A2 for check \*\* of zero and the 2nd check valve 31, respectively.

[0023] The 1st and 2nd liquid room 19 and the fluid pressure P1 and P2 in 23 are expressed with the following formula by expanding of a supermagnetostrictor 7.

$P1=F/A1$  ..... (1)  $P2=F/A2$  ... (2) [0024] Conditions for the pressure liquid in the 2nd liquid room 23 to carry out the regurgitation to a brake cylinder 3 (the 2nd check valve 31 opens) are expressed with a degree type.

$P2>Pb+Pc$  ..... (3) [0025] Moreover, the balance type under actuation is expressed with a degree type.

$P1 \times A1 = P2 \times A2$  ..... Since the fluid pressure in a brake cylinder 3 is zero ( $Pb=0$ ) at the time of actuation initiation of (4) fluid-pressure pump 5, it is above (3). A formula is not satisfied, therefore the pressure liquid in the 2nd liquid room 23 cannot carry out the regurgitation, but the fluid pressure Pb in a brake cylinder 3 goes up with the discharge-pressure liquid of the 1st liquid room 19. Although telescopic motion of a supermagnetostrictor 7 is repeated with the intermittent current added to a coil 9, since the amount of distortion of a supermagnetostrictor 7 becomes small gradually with the increment in fluid pressure of the 1st liquid room 19, the amount of discharge flow becomes small gradually ( drawing 2 ). Following on the increment in fluid pressure of the 1st liquid room 19 furthermore, the increment in the fluid pressure P2 in the 2nd liquid room 23 is (4). It is expressed with a degree type from a formula.

$P2=P1 \times (A1/A2)$  ..... (5) and (3) It is (5) to a formula. When a formula is substituted, it is  $P1 \times (A1/A2) > Pb+Pc$  ... (6) It becomes.

[0026] Here, for the fluid pressure of a brake cylinder 3, since it is zero, since it is equal to the fluid pressure of the 1st liquid room 19 ( $Pb=P1$ ), check \*\* of the 1st check valve 30 is (6). A formula is  $Pb \times (A1/A2) > Pb+Pc$  ..... (7) It becomes.

Therefore, (7) If the degree type which arranged the formula is satisfied, the 2nd check valve 31 will open and the pressure liquid in the 2nd liquid room 23 will carry out the regurgitation.

$Pb>A2 \times Pc/(A1-A2)$  ..... (8) [0027] Above (1) (2) The condition that the pressure liquid in the 1st liquid room 19 could not carry out the regurgitation of it after the pressure liquid in the 2nd liquid room 23 breathed it out, since the fluid pressure R/C in the 2nd liquid room 23 ( $F/A2$ ) was size from the fluid pressure R/C in the 1st liquid room 19 ( $F/A1$ ), but it closed the 1st check valve 30 is maintained so that it may understand by the formula. Therefore, in the actuation early stages of the fluid pressure pump 5, brake responsibility improves by the pressure liquid of a low voltage large flow rate being sent to a brake cylinder 3 by actuation of the 1st pump section 15, and burying pad path clearance promptly, henceforth, the pressure liquid of a high-pressure low flow rate is sent to a brake cylinder 3 by actuation of the 2nd pump section 17, and generating of big damping force is acquired.

[0028] Namely, as the fluid pressure pump 5 is shown in the characteristic ray D shown as the continuous line of drawing 2 The fluid pressure Pb in a brake cylinder 3 is place constant-pressure P0. In the following range ( $=A2 \times Pc/(A1-A2)$  and (8) types) The 1st pump section 15 of a low voltage large flow rate mold operates, and fluid pressure Pb is place constant-pressure P0. The property of an ideal is acquired by the fluid pressure brake gear, and it can be made to demonstrate the outstanding damping characteristic in the range which exceeds, when the 2nd pump section 17 of a high-pressure smallness flow rate mold operates.

[0029] In addition, the fluid pressure pump of this invention is available not only to the fluid pressure generation source of a brake gear but various fluid pressure devices and a system. And although the solenoid valve 40 for opening and closing the return liquid route 38 and this return liquid route 38 was equipped with the above-mentioned operation gestalt in order to use the fluid

pressure pump of this invention as a fluid pressure generation source of a brake gear, the above-mentioned return liquid route 38 and an above-mentioned solenoid valve 40 become unnecessary in the case where it uses for the equipment made to circulate through the liquid for cooling for example.

[0030] Moreover, it cannot be overemphasized that a design change is suitably possible for the above-mentioned device and above-mentioned check \*\* of each check valves 30 and 31 in the range which does not deviate from the meaning of this invention.

[0031]

[Effect of the Invention] The fluid pressure pump of this invention equips the both ends of a supermagnetostrictor with the two pump sections, the 1st and the 2nd, and each pump section is what performs the regurgitation and a supplement of liquid with the variation rate of the 1st and 2nd pistons made to contact the edge of said supermagnetostrictor. In a high-pressure smallness flow rate form, mutually, output characteristics differ and, as for one side, can switch output characteristics to a low voltage large flow rate or a high-pressure smallness flow rate according to the load which acts on a delivery by switching by the check valve for regurgitation equipped with the pump which operates in a delivery, as for a low voltage large flow rate form and another side. Therefore, when it is used as a fluid pressure generation source of a fluid pressure brake gear, at the time of the braking initiation which pad path clearance has produced, the pump section of a low voltage large flow rate form is operated, by making into size the amount of liquid flows fed to the brake cylinder of a brake gear, the time amount of the pad migration for pad path clearance can be shortened, and the responsibility in early stages of braking can be raised. And the fluid pressure of a brake cylinder goes up by feeding of the liquid from the pump section of a low voltage large flow rate form, and since feeding of high-pressure liquid required in order for the pump section which operates to change to the thing of a high-pressure low flow rate form and to generate bigger damping force is attained when the load which acts on the delivery of each pump section exceeds specified pressure, generating of big damping force is also attained.

---

[Translation done.]